

# 전동 부스터의 슬라이딩 모드 제어

## Sliding Mode Control of Electric Booster System

양 이 진, 최 규 웅, 허 건 수\*  
 (I-Jin Yang<sup>1</sup>, Kyuwoong Choi<sup>2</sup>, and Kunsoo Huh<sup>1</sup>)

<sup>1</sup>Hanyang University

<sup>2</sup>Mando Corporation

**Abstract:** Electric brake booster systems replace conventional pneumatic brake boosters with electric motors and rotary-to-displacement mechanisms including ECU (Electronic Control Unit). Electric booster brake systems require precise target pressure tracking and control robustness because vehicle brake systems operate properly given the large range of loading and temperature, actuator saturation, load-dependent friction. Also for the implement of imbedded control system, the controller should be selected considering the limited memory size and the cycle time problem of real brake ECU. In this study, based on these requirements, a sliding mode controller has been chosen and applied considering both model uncertainty and external disturbance. A mathematical model for the electric booster is derived and simulated. The developed sliding mode controller considering chattering problem has been compared with a conventional cascade PID controller. The effectiveness of the controller is demonstrated in some braking cases.

**Keywords:** electric booster, sliding mode control, target pressure tracking, robustness

### 1. 서론

최근 자동차 업계의 주요 이슈 및 개발방향은 안전성 강화, 친환경 및 IT 융합기술의 개발로 요약할 수 있다. 이러한 개발 방향은 공통적으로 시스템의 전자화를 통하여 구현 가능하다. 미래형 자동차의 브레이크 시스템에 적합한 BBW (Brake-By-Wire) 시스템은 다양한 형태로 개발되고 있다[1,2]. 일반 차량의 각 바퀴에 장착되는 캘리퍼를 전자화한 EMB (Electro-Mechanical Brake), 공압식 부스터와 마스터 실린더로 구성 되는 액츄에이션 시스템을 전자화한 EHB (Electro-Hydraulic Brake) 또는 AHB (Active Hydraulic Booster)등을 주요한 예로 들 수 있다. BBW 시스템은 기존 공압 배력식 유압 시스템에 대비하여 빠른 응답성을 보이고 가벼우며 차량 장착 시 용이한 장점이 있다. 그러나 완전한 BBW 시스템인 EMB는 제품의 신뢰성 및 고난이도의 제어기법 및 고장모드 관리 기법이 필요하고 가격이 높다는 단점을 가지고 있다. 반면에 상대적으로 유압식 BBW 시스템은 시스템 고장 모드 시, 보조 제동기능(backup braking) 구현이 용이하여 실제로 양산이 이루어 지고 있으며, 구체적인 예로 HEV (Hybrid Electric Vehicle) 및 EV (Electric Vehicle) 차량용 브레이크에 적용되어 점차 물량이 확대되고 있는 추세이다.

엔진 진공 배제하고 고압으로 충전된 브레이크 오일을 압력 원으로 사용하는 EHB나 AHB와 달리 유압식 BBW 시스템의 경우 전기 구동 모터로 마스터 실린더를 배력하여 압력을 생성하는 electric booster 시스템의 개발이 활발히 진행되고 있는데, 이는 압력제어를 위하여 솔레노이드 밸브, 유압 펌프와 모터 및 배관 연결 등으로 구성된 시스템과 달리 단

순히 모터 위치 및 토크를 제어함으로써 압력제어가 가능해 질 수 있기 때문이다.

본 연구에서는 BBW 및 회생제동 협조제어(regenerative braking cooperation) 용 브레이크 시스템을 목적으로 electric booster를 이용한 브레이크 시스템을 설계하고, 브레이크 페달 트레블 센서 출력을 이용하여 목표 요구 제동압력을 설정하고 이를 추종하기 위한 위치제어기를 설계하였다. 그림 1에서와 같이 일반적으로 산업체에서 통용되고 있는 PMSM 기술을 이용한 cascade PID 모터제어 기법은 복잡한 시스템 수학적 모델이 없어도, 작동 조건을 구분하여 게인 및 파라미터 튜닝을 통하여 용이하게 사용할 수 있는 장점이 있으나, 부하압력의 범위가 크고 신속한 유압 응답성이 요구되며 운전자의 다양한 제동 페달 입력에 대한 압력 추종성능의 신뢰도 측면에서 부족한 단점이 있다[3-7].

본 연구에서는 이러한 문제점을 개선하기 위하여 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 설계하고 시뮬레이션을 통하여 다양한 브레이크 조작 조건에서 제동성능을 평가

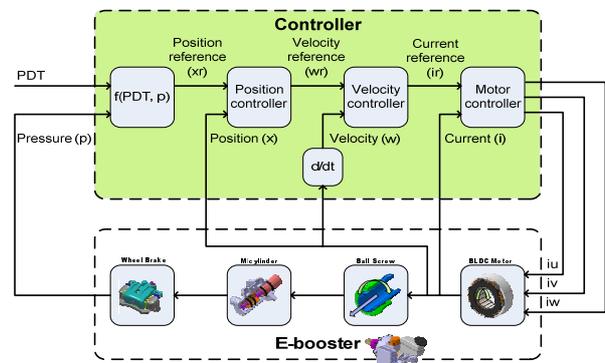


그림 1. Cascade PID 제어구조의 PMSM 제어기 구조.  
 Fig. 1. General PMSM cascade controller diagram.

\* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수: 2012. 1. 30., 수정: 2012. 4. 26., 채택확정: 2012. 4. 27.  
 양이진: 한양대학교 일반대학원 자동차공학과(Ljyang@mando.com)  
 최규웅: (주)만도 BD사업본부 제동2연구소(tomaschoi@mando.com)  
 허건수: 한양대학교 미래자동차공학과(khuh2@hanyang.ac.kr)

하였다. 슬라이딩 모드 제어기는 가변구조제어기(variable structure control)로서 채터링(chattering)을 유발할 수 있는 단점이 있으나, 매칭조건(matching condition)을 만족하는 시스템 불확실성(system uncertainty), 외란(external disturbance) 등에 대하여 안정성이 보장되도록 체계적인 설계가 가능하며, 비선형 시스템에 대해서도 신호추종오차(tracking error)를 선형시스템에서와 같이 기하급수적으로(exponentially) 감소시킬 수 있어서 신호추종성능이 아주 뛰어나다[8,9]. 강인 제어를 설계하는 기법에는 슬라이딩 모드 제어기 이외에도, 외란 관측기(disturbance observer)를 이용하는 방법, 퍼지제어, TDC (Time-Delayed Control) 등 다양한 기법이 있다[10-20]. 하지만 자동차 브레이크 ECU (Electric Control Unit)에 적용되기 위해서는 소프트웨어상 제어기 구현이 간단하여야 한다. 왜냐하면, 브레이크 ECU에는 제동기능 이외에도 VAF (Valued Added Function)라고 불리는 부가기능들이 함께 구현되는 것이 최근 자동차 업계의 추세이기 때문에 강인하면서도 최소한의 사이클타임(cycle-time) 점유율과 메모리 사용량으로 구현 가능한 제어기가 가장 적합하다. 외란 관측기를 이용하는 방법은 소위 Q-filter라고 불리는 low-pass IIR-filter를 구현하여야 하는데, 부동소수점 연산이 불가능한 브레이크 ECU의 마이크로프로세서의 특성 때문에 이를 구현하기 위해서는 많은 사이클타임이 소요되어 적합하지 않다. 퍼지제어기는 PID 제어기보다 외란에 강인하게 구현할 수 있는 방법이 많이 개발되어 있다. 하지만 퍼지 시스템은 전문가 시스템(expert system)의 한 종류로 그 분야의 전문가가 아니면 튜닝이 어려울 뿐만 아니라 튜닝 파라미터가 많아 유지보수가 중요한 산업계에서는 적합하지 않은 단점이 있다. 그리고 TDC는 강인하면서도 구현이 간단하고 쉽게 튜닝 할 수 있는 장점을 가지고 있으나, 슬라이딩 모드 제어기에 비교할 때 강인성을 보장할 수 있는 범위가 명확하지 않은 단점이 있다. 이에 반해, 슬라이딩 모드 제어기는 많은 다른 강인제어 알고리즘에 비하여 구현이 간단하여 사이클타임 점유율을 최소화할 수 있고, 메모리 사용량이 작아 제조원가를 극소화 하여야 하는 자동차용 브레이크 제어 ECU와 같은 임베디드 시스템에 구현하기에 적합하다.

이에 이 논문에서는 회생제동 협조제어가 가능한 electric booster 시스템을 구현하고, Lyapunov 함수를 이용하여 안정성을 보장하는 슬라이딩 모드 제어기를 설계하여 MATLAB 시뮬레이션을 통하여 설계된 슬라이딩 모드 제어기의 유효성을 검증하였다. 설계된 제어기는 유압부하가 큰 고압력 영역의 동작에서도 시스템 요구조건에 상응하는 빠른 응답성과 향상된 신호추종성능을 보였으며 이는 기존의 PID 제어기와 성능을 비교를 통해서도 확인할 수 있었다.

**II. Electric Booster 구조 및 하드웨어 아키텍처**

**1. Electric Booster 브레이크 시스템 구조**

연구에 사용된 electric booster를 이용한 브레이크 시스템의 구조는 그림 2와 같다. 브레이크 페달에 설치된 트레블 센서의 출력은 신호의 중복성(redundancy)을 확보하기 위하여 electric booster의 PMSM 구동 ECU와 ESC로 연결되며 electric booster의 신호감지 이상조건이 발생되면 ESC에 수신된 신

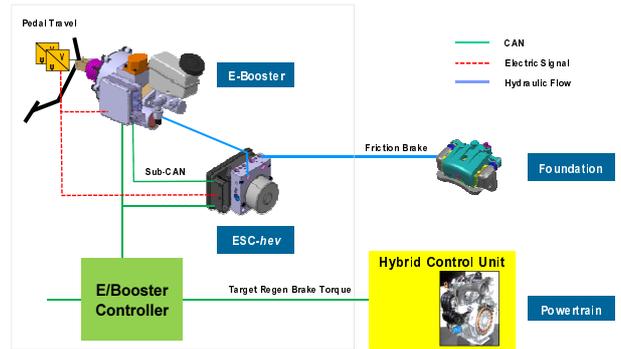


그림 2. HEV/EV용 Electric Booster 구조의 브레이크 시스템. Fig. 2. Electric booster system Architecture for BBW and HEV/EV.

호를 Sub-CAN을 이용하여 다시 electric booster에 대치된 신호를 전달하게 된다. PMSM 모터 구동 토크는 볼스크류를 통하여 배력된 직진 운동력으로 마스터 실린더에 전달되어 페달 트레블 센서 신호를 이용하여 설정된 목표 제동압력을 생성하게 된다. 회생제동 협조제어 시스템인 경우에는, PMSM 모터 제어에 의한 유압제동력과 하이브리드 차량의 모터 제동력의 총합은 운전자 요구 제동력을 만족하는 조건으로 제어한다.

**2. Electric Booster 하드웨어 아키텍처**

테스트 벤치 및 시험 차량 내에 그림 3과 같이 electric booster 하드웨어 시스템을 구성하고 차량의 엔진 룸 내에 기존 공압 부스터 위치에 이를 장착하였다. 마스터 실린더와 ESC 및 캘리퍼 브레이크는 기 양산된 사양을 이용하였으며, 공압 부스터를 모터 구동 축에 벨트 트랜스미션을 연결하여 출력 토크를 배력 하였고 볼스크류 메커니즘으로 회전운동을 직진운동으로 변환하였다. BBW 시스템의 가장 큰 특징이라고 할 수 있는 운전자의 페달입력과 엑츄에이션 부를 분리하기 위하여 일정 간극(isolation gap)을 형성하여 운전자 페달 입력은 페달 시뮬레이터로 연결하여 페달 답력을 구현하게 하고 브레이크 액압을 형성하는 엑츄에이터 기능 부는 상에서 언급한 모터-볼스크류 연결구조로 구현하였다. 이러한 구조를 통하여 운전자의 페달 답력 형성은 electric booster 제어기에 의한 모터 구동과 완전히 분리된다.

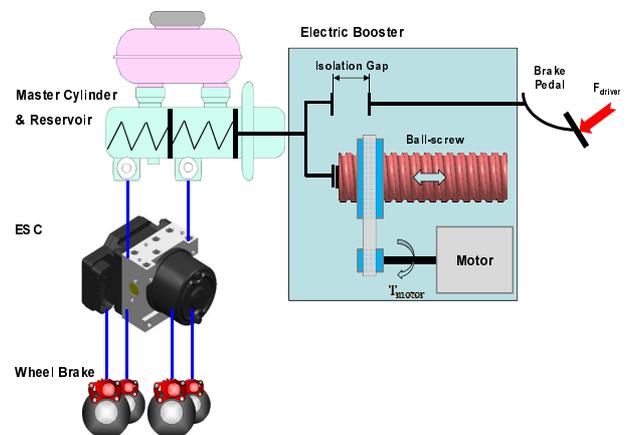


그림 3. Electric Booster HW 전체 구조도. Fig. 3. Overall HW structure of Electric booster.

### III. 시스템 모델링

Electric booster 시스템은 크게 토크제어기, 모터와 모터의 회전운동을 직선운동으로 변환하여 마스터 실린더에 전달하는 기구부, 그리고 마스터 실린더로 구성된다(그림 4). 즉, 모터의 회전운동이 기구부를 통하여 직선운동으로 변환되면 마스터 실린더에 압력을 생성되는데, 이 때 생성되는 압력은 로터의 회전각  $\theta$ 의 함수이다(그림 5).

모터 시스템의 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{\Theta(s)}{T(s)} = \frac{1}{Js^2 + Bs} \quad (1)$$

여기서  $\Theta(s)$ 와  $T(s)$ 는 각각 로터의 회전각도와 모터출력 토크,  $J$ 는 로터와 기구부의 관성모멘트의 총합이고  $B$ 는 로터와 기구부의 운동과 관련된 점성마찰계수의 총합이다.

그림 4로부터 electric booster 시스템 운동방정식을 유도하면

$$T = J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + g(t) \quad (2)$$

이 때,  $g(t)$ 는 마스터 실린더 내에 생성된 압력(그림 5)으로 인해 발생한 유압하중으로 인한 토크와 기구부에서 손실되는 토크를 더한 값으로 이 시스템에 대한 외란이다.

위의 운동방정식으로부터 electric booster의 상태방정식을 구하면

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{J}(-Bx_2 - g(t) + T) \end{aligned} \quad (3)$$

이고, 여기서  $x_1$ 과  $x_2$ 는 각각 로터의 회전각과 각속도  $\dot{\theta}$ 이다.

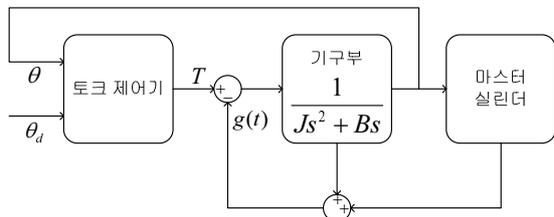


그림 4. Electric booster 시스템 구성도.  
Fig. 4. System diagram of electric booster system.

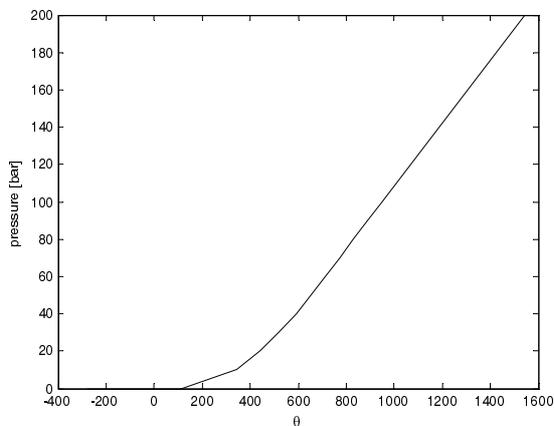


그림 5. 로터 회전각과 마스터 실린더 압력의 상관관계.  
Fig. 5. Relation between rotor angle and master cylinder pressure.

### IV. 슬라이딩 모드 제어기 설계

슬라이딩 모드 제어기를 설계하기 위해 변수  $s$ 를 다음과 같이 정의하자.

$$\begin{aligned} s &= (\dot{x}_1 - \dot{x}_d) + c(x_1 - x_d) \\ &= (x_2 - \dot{x}_d) + c_1(x_1 - x_d) + c_2 \int_0^t (x_1 - x_d) d\tau \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $x_d$ 와  $\dot{x}_d$ 는 각각 페달센서신호로부터 계산되는 로터의 회전각과 각속도의 요구 값이고,  $c$ 는 임의의 양의 상수이다. 슬라이딩 모드 제어기의 궁극적인 목적은 상태변수  $x_1$ 이 로터의 회전각의 요구 값  $x_d$ 에 수렴하도록 하는 것인데, 슬라이딩 모드 제어기가  $s=0$ 을 유지하도록 한다면, 이것이 가능하다. 이를 위해, 먼저  $s$ 를 미분하면 아래 식을

$$\begin{aligned} \dot{s} &= (\dot{x}_2 - \ddot{x}_d) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_d) + c_2(x_1 - x_d) \\ &= \frac{1}{J}(-Bx_2 - g(t) + T) - \ddot{x}_d + c_1(x_2 - \dot{x}_d) + c_2(x_1 - x_d) \end{aligned} \quad (5)$$

얻을 수 있다.

이 때,  $s$ 가 어떤 양의 상수  $\varepsilon$ 에 대하여, 관심영역에서

$$D = \{s \mid |s| < \varepsilon\} - \{0\} \quad (6)$$

아래의 부등식을

$$|\Delta(t, x_1, x_2)| \leq \delta \quad (7)$$

만족한다고 가정하자. 여기서,

$$\Delta(t, x_1, x_2) = -Bx_2 - g(t) - J\ddot{x}_d + Jc_1(x_2 - \dot{x}_d) + Jc_2(x_1 - x_d) \quad (8)$$

이고  $\delta$ 는 알려진 양의 상수이다.

위와 같은 조건하에서 Lyapunov 함수를

$$V = \frac{1}{2} Js^2 \quad (9)$$

으로 설정하고, 이 함수를 미분하면

$$\begin{aligned} \dot{V} &= Js\dot{s} = Js((\dot{x}_2 - \ddot{x}_d) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_d) + c_2(x_1 - x_d)) \\ &= s(-Bx_2 - g(t) + T - J\ddot{x}_d + Jc_1(x_2 - \dot{x}_d) + Jc_2(x_1 - x_d)) \\ &= s(T + \Delta(t, x_1, x_2)) \end{aligned} \quad (10)$$

이므로, 모터의 출력토크

$$T = -K \operatorname{sgn}(s), \quad (K > \delta) \quad (11)$$

가 되도록 제어기를 설계하면, 식 (10)과 (11)에서

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s(T + \Delta(t, x_1, x_2)) \\ &= s(-K \operatorname{sgn}(s) + \Delta(t, x_1, x_2)) \\ &= -K|s| + \Delta(t, x_1, x_2)s \\ &\leq -(K - \delta)|s| < 0 \end{aligned} \quad (12)$$

가 되고, 식 (8)과 (12)에서

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &\leq -(K - \delta) \sqrt{\frac{2}{J}} \sqrt{V} \\ \frac{dV}{\sqrt{V}} &\leq -(K - \delta) \sqrt{\frac{2}{J}} dt \end{aligned} \quad (13)$$

양변을 적분하면

$$2\sqrt{V} \Big|_{r(\sigma(0))}^{r(\sigma(t))} \leq -(K-\delta)\sqrt{\frac{2}{J}}t$$

$$\sqrt{V(s(t))} \leq \sqrt{s(t(0))} - (K-\delta)\sqrt{\frac{1}{2J}}t \quad (14)$$

$$|s(t)| \leq |s(0)| - \frac{K-\delta}{J}t$$

가 되므로 초기상태에서  $s$  가 곡면  $s=0$  위에 있지 않더라도 관심영역  $D$  안에만 존재한다면,  $s$  의 궤적은 유한한 시간 내에 곡면  $s=0$  에 도달하게 되고, 식 (12)에 의하여 그 시간 이후로  $s$  의 궤적은 곡면  $s=0$  을 벗어날 수 없으므로  $x_1$  은  $x_d$  로 수렴하게 된다.

V. 시뮬레이션 결과 및 분석

1. 시뮬레이션 개요

설계한 슬라이딩 모드 제어기를 검증하기 위하여 Mathworks 사의 MATLAB/Simulink를 기반으로 시뮬레이션을 수행하였다. 급제동과 운전자의 의지를 추종하는 제어성능을 시험하기 위하여 램프(ramp)함수와 사인(sine)함수 입력에 대한 응답을 관찰하였다. 앞서 설계한 슬라이딩 모드 제어기는 sign 함수를 사용하여 변수의 부호에 따른 스위칭을 하기 때문에 채터링(chattering)이 많이 발생한다. 이런 채터링은 electric booster와 같은 시스템에는 불필요한 진동을 야기할 수 있을 뿐만 아니라, 전력소모 또한 많기 때문에 바람직하지 않다. 이런 약점을 보완하기 위해 포화함수(saturation function (그림 6))를 사용한 시뮬레이션을 추가로 수행하였다. 하지만 포화함수를 사용하면 sign 함수를 사용하는 제어기와는 달리 제어오차가 0으로 점근적으로(asymptotically) 수렴하지는 못하고, ultimate boundedness만 보장한다[8,9].

시뮬레이션에 사용된 파라미터는  $J = 0.00025$ ;  $B = 0.0004$ ;  $K = 5$ ;  $c_1 = 2$ ;  $c_2 = 0.01$ 이고 saturation 함수의  $a = 100$  이 사용되었다. 또한 시스템 외란은 모터 회전 각도에 따른 마스터 실린더 압력으로 인해 발생된 유압하중으로 인가하였고(그림 5) 이외의 외란은 없는 조건으로 수행하였다.

2. 급제동 성능

설계된 제어기가 급제동시 요구성능을 만족하는지 평가하기 위하여 성인남성이 급제동시 페달을 밟는 것을 램프(ramp)함수로 모델링하여 시험하였다. 통상적으로 진공배압

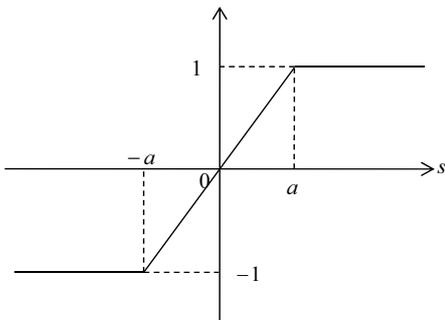


그림 6. 포화함수.  
Fig. 6. Saturation function.

장치를 사용하는 CBS (Conventional Brake System)는 성인남성의 급제동시 0에서 100 bar까지 배력하는데 소요시간이 150 ms정도인데, 설계된 제어기는 sign, 포화함수를 사용한 두 가지 모두 약 120 ms 정도의 소요시간을 보여 CBS보다 우수한 급제동 성능을 보이는 것을 확인하였다(그림 7~ 그림 10).

3. 신호 추종 성능

신호추종성능을 시험하기 위하여 1.5 Hz의 주파수의 사인(sine) 함수로 20 bar 에서 120 bar 사이의 압력을 생성하도록 하고 그 응답성능을 살펴보았다. 시뮬레이션 결과, 초기상태의 오차가 상당함에도 불구하고 두 가지 함수(sign, 포화함수)를 사용한 제어기 모두 빠른 시간 안에 주어진 신호를 추종하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 급제동 시험에서와는 달리 sign 함수를 사용한 제어기에서 채터링이 심하게 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 반면에 포화함수를 사용한 제어기는 그렇지 않았는데, 포화함수를 사용한 경우 포화되지

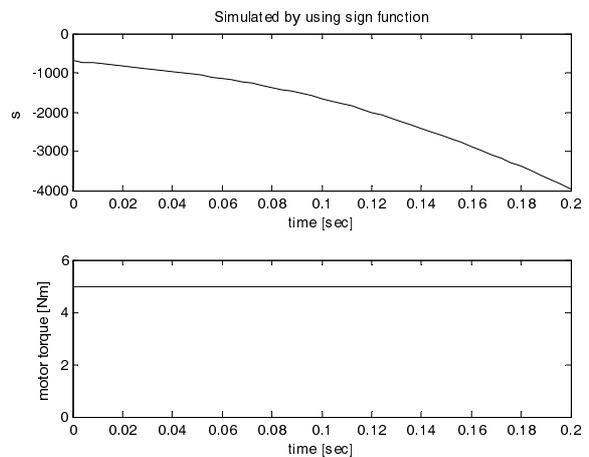


그림 7. Ramp 입력에 대한 제어기의 시뮬레이션 결과: s와 모터 토크.

Fig. 7. Simulation results of controller with ramp input: s and motor torque.

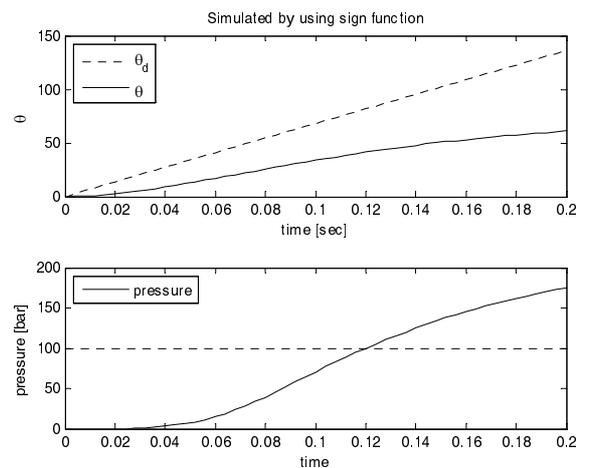


그림 8. Ramp 입력에 대한 제어기  $T = -K \operatorname{sgn}(s)$  의 시뮬레이션 결과:  $\theta$ 와 마스터 실린더 압력.

Fig. 8. Simulation results of controller  $T = -K \operatorname{sgn}(s)$  with ramp input  $\theta$  and pressure of master cylinder.

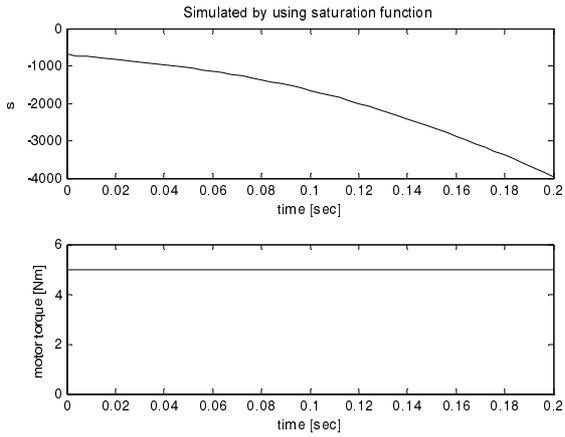


그림 9. Ramp 입력에 대한 제어기  $T = -Ksat(s)$  의 시뮬레이션 결과: s와 모터 토크.  
 Fig. 9. Simulation results of controller  $T = -Ksat(s)$  with ramp input: s and motor torque.

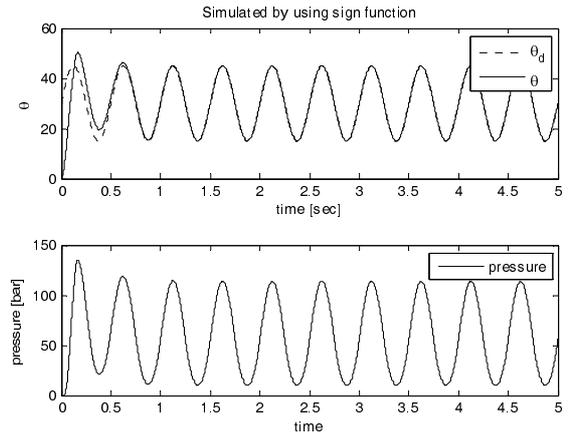


그림 12. Sine파 입력에 대한 제어기  $T = -Ksgn(s)$  의 시뮬레이션 결과:  $\theta$ 와 마스터 실린더 압력.  
 Fig. 12. Simulation results of controller  $T = -Ksgn(s)$  with sinusoidal input:  $\theta$  and pressure of master cylinder.

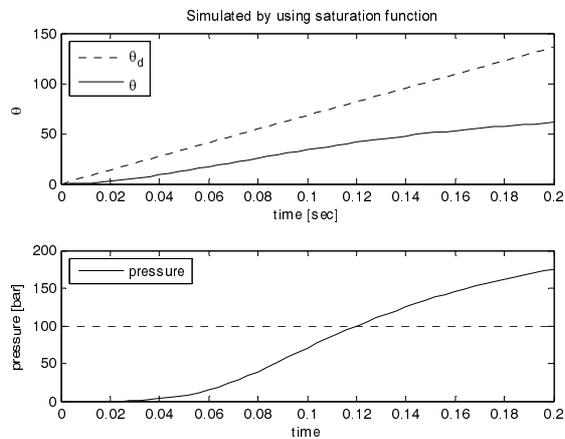


그림 10. Ramp 입력에 대한 제어기  $T = -Ksat(s)$  의 시뮬레이션 결과:  $\theta$ 와 마스터 실린더 압력.  
 Fig. 10. Simulation results of controller  $T = -Ksat(s)$  with ramp input:  $\theta$  and pressure of master cylinder.

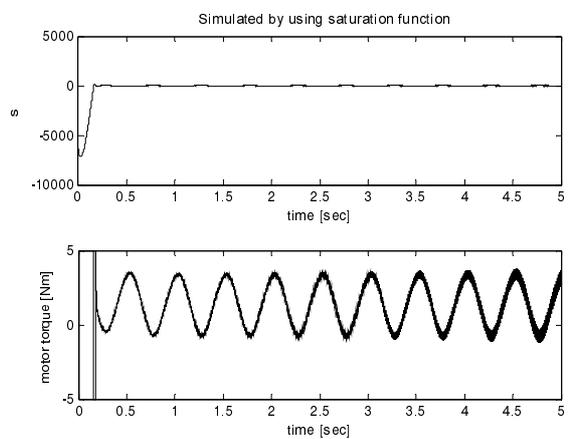


그림 13. Sine파 입력에 대한 제어기  $T = -Ksat(s)$  의 시뮬레이션 결과: s와 모터 토크.  
 Fig. 13. Simulation results of controller  $T = -Ksat(s)$  with sinusoidal input: s and motor torque.

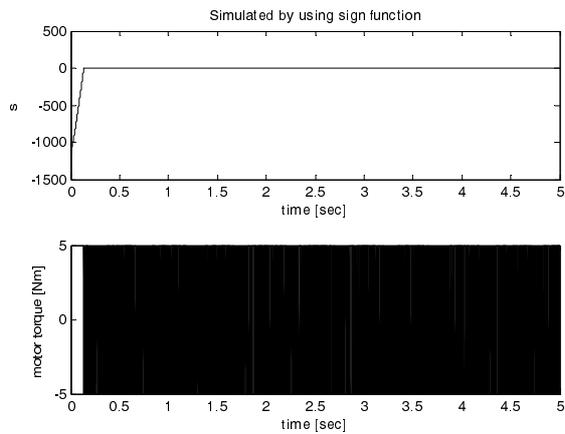


그림 11. Sine파 입력에 대한 제어기  $T = -Ksgn(s)$  의 시뮬레이션 결과: s와 모터 토크.  
 Fig. 11. Simulation results of controller  $T = -Ksgn(s)$  with sinusoidal input: s and motor torque.

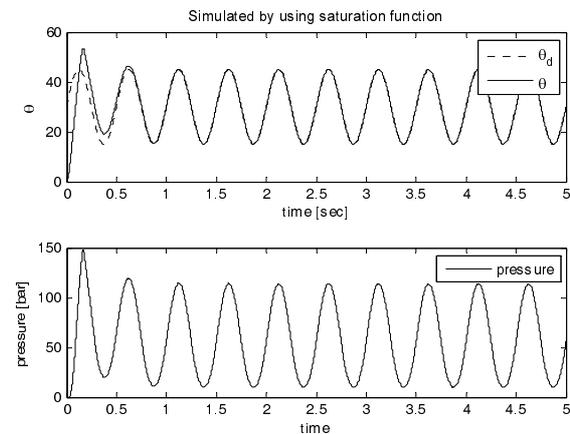


그림 14. Sine파 입력에 대한 제어기  $T = -Ksat(s)$  의 시뮬레이션 결과:  $\theta$ 와 마스터 실린더 압력.  
 Fig. 14. Simulation results of controller  $T = -Ksat(s)$  with sinusoidal input:  $\theta$  and pressure of master cylinder.

않은 선형영역 구간에서는 스위칭을 하지 않아 사실상 PID 제어를 하는 것이 되기 때문이다(그림 11 ~ 그림 14). 그림 13에서 시간이 흐를수록 모터 토크 리플(torque ripple)이 커지는 모습을 보인다. 하지만 이것은 시스템의 안정성에는 큰 영향을 미치지 않는다. 그 이유는 슬라이딩 모드 제어기에 포화 함수를 사용하게 되면 그 제어기는 점근적(asymptotic) 수렴성을 보장할 수 없고, ultimate boundedness만을 보장하게 된다. 따라서 그림 13에서 제어기 출력의 변동이 커지는 경향을 보인다 하더라도 이것은 ultimate bound에 진입한 후 그 안에서의 dynamics에 의한 것이기 때문에 시스템 안정성을 해치지 않는다. Ultimate bound에 진입했다는 것은 그림 13의 위의 그래프에서  $s$  가 일정한 범위 안에 계속 bounded된 모습에서 확인할 수 있다.

## VI. 결론

Electric booster 시스템에 대하여 빠른 응답성과 우수한 신호추종성을 지닌 강인한 성능을 보이는 슬라이딩 모드 제어를 설계하고 시뮬레이션을 수행하였다. 설계된 슬라이딩 모드 제어기는 Lyapunov 함수 해석을 바탕으로 유압하중과 시스템 불확실성(system uncertainty)을 극복할 수 있도록 설계되었다. 그러나 이와 같은 이상적인 슬라이딩 모드 제어기는 채터링이 심하여 현실성이 떨어지므로, 그 단점을 보완하기 위하여 sign 함수 대신 포화함수(saturation function)를 사용한 제어기도 추가로 설계하고 MATLAB 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 급제동 성능측면에서는 CBS (Conventional Brake System) 평가기준보다 빠른 응답을 보였고, 신호추종성측면에서도 유압이라는 외부하중에 대해서도 강인한 성능을 보이는 것을 확인하였다.

## 참고문헌

- [1] D. Schenk, R. Wells, and J. Miller, "Intelligent braking for current and future vehicles," *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, USA, SAE 950762, Feb. 1995.
- [2] N. A. Kelling and P. Leteinturier, "X-by-wire: opportunities, challenges and trends," 2003 *SAE World Congress*, Detroit, USA, SAE 2003-01-0113, Mar. 2003.
- [3] C. Line, C. Manzie, and M. Good, "Electromechanical brake modeling and control: from PI to MPC," *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, vol. 16, no. 3, pp. 446-457, May. 2008.
- [4] R. Schwarz, R. Iselmann, J. Bohm, J. Nell, and P. Rieth, "Modeling and control of an electromechanical disk brake," *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, USA, SAE 980600, Feb. 1998.
- [5] C. Maron, T. Dieckmann, S. Hauck, and H. Prinzler, "Electromechanical brake system: actuator control development system," *SAE Technical Paper*, 970814, Feb. 1997.
- [6] H. Klode, A. M. Omekanda, B. Lequesne, S. Gopalakrishnan, A. Khalil, S. Underwood, and I. Husain, "The potential of switched reluctance motor technology for electro-mechanical brake applications," *SAE Technical Paper*, 2006-01-0296, Apr. 2006.
- [7] C. Line, C. Manzie, and M. Good, "Control of an electromechanical brake for automotive brake-by-wire systems with an adapted motion control architecture," *SAE Technical*

*Paper*, 2004-01-2050, May. 2004.

- [8] H. K. Khalil, *Nonlinear systems*, 3rd Ed., Prentice Hall, 2002.
- [9] J. J. E. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.
- [10] T. Umeno and Y. Hori, "Robust speed control of dc servomotors using modern two degrees-of-freedom controller design," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 38, no. 5, pp. 363-368, 1991.
- [11] H. S. Lee and M. Tomizuka, "Robust motion controller design for high-accuracy positioning systems," *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 43, no. 1, pp. 48-55, 1996.
- [12] K. Ohnishi, M. Shibata, and T. Murakami, "Motion control for advanced mechatronics," *IEEE/ASME Trans Mechatronics*, vol. 1, no. 1, pp. 56-67, 1996.
- [13] M. Iwasaki, T. Shibata, and N. Matsui, "Disturbance observer-based nonlinear friction compensation in table drive system," *Mechatronics*, vol. 4, no. 1, pp. 3-8, 1999.
- [14] C. J. Kempf and S. Kobayashi, "Disturbance observer and feedforward design for a high-speed direct-drive positioning table," *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 7, no. 5, pp. 513-526, 1999.
- [15] L. X. Wang, *A Course in Fuzzy Systems and Control*, Prentice Hall, 1997.
- [16] W. Chang, Y. H. Joo, J. B. Park, and G. Chen, "Robust fuzzy-model-based controller for uncertain systems," *IEEE Int. Proc. of Conference Fuzzy Systems*, vol. 1, pp. 486-491, Aug. 1999.
- [17] R. G. Morgan and U. Ozguner, "A decentralized variable structure control algorithm for robotic manipulators," *IEEE J. Robot. and Auto.*, vol. RA-1, no. 1, pp. 57-65, Mar. 1985.
- [18] T. C. Hsia and L. S. Gao, "Robot manipulator control using decentralized linear time-invariant time-delayed controllers," *Proc. of IEEE Int. Conf. on Robot. and Auto.*, pp. 2070-2075, 1990.
- [19] K. Youcef-Toumi and S. Reddy, "Analysis of linear time invariant systems with time delay," *ASME J. Dyn. Sys., Meas., and Contr.*, vol. 114, pp. 544-555, Dec. 1992.
- [20] H. S. Jeong and C. W. Lee, "Time delay control with state feedback for azimuth motion of the frictionless positioning device," *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, vol. 2, no. 3, pp. 161-168, Sep. 1997.
- [21] J. B. Son, H. R. Kim, Y. S. Seo, and J. M. Lee, "PMSM sensorless speed control using a high speed sliding mode observer," *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems (in Korean)*, vol. 16, no. 3, Mar. 2010.
- [22] H. Y. Park, Y. H. Jo, and K. B. Park, "Stability criterion for sampled-data system with sliding mode controller," *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems (in Korean)*, vol. 17, no. 2, pp. 135-138, Feb. 2011.



양 이 진

1995년 인하대학교 항공우주공학과(공학사). 1997년 인하대학교 대학원 기계공학과(공학석사). 2008년~현재 한양대학교 대학원 자동차공학과 박사과정 재학 중. 1997년~현재 (주)만도 제동2연구소 책임연구원. 관심분야는 차량용 브레이크 시스템 설계 및 제어.



### 최규웅

2001년 서울대학교 기계항공공학부(공학사). 2006년 포항공과대학교 대학원 전자전기공학과(공학석사). 2011년 포항공과대학교 대학원 전자전기공학과(공학박사). 2011년~현재 (주)만도 제동2연구소 선임연구원. 관심분야는 비선형 시스템 제어, 강인제어, 모터제어.



### 허건수

1982년 서울대학교 기계공학과(공학사). 1984년 KAIST 기계공학과(공학석사). University of Michigan 기계공학과(공학박사). 1984년~1987년 금성사 중앙연구소 주임연구원. 1987년~1992년 Univ. of Michigan(USA) 기계공학과 연구조원. 1992년~1993년 Univ. of Michigan IVHS Program research fellow. 1993년~1996년 한양대학교 기계공학부 전임강사. 1996년~2000년 한양대학교 기계공학부 조교수. 2000년~2005년 한양대학교 기계공학부 부교수. 2005년~현재 한양대학교 미래자동차공학과 교수. 관심분야는 차량 시스템 분야 모니터링 및 제어 시스템.